

PAT-NO: JP406323377A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 06323377 A

TITLE: PLANETARY GEAR TRAIN FOR VEHICULAR  
TRANSMISSION

PUBN-DATE: November 25, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

HIRAIWA, KAZUMI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

KK FINE METSUKU

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP05111254

APPL-DATE: May 13, 1993

INT-CL (IPC): F16H003/44, F16H003/66

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve power transmission efficiency by providing a member, fixed to a stationary part at the first forward gear speed time and the reversing time in the planetary gear train of a transmission obtaining a change gear ratio among four forward stages or more, in such a way as to be fixable to the stationary part through a friction clutch and a dog clutch.

CONSTITUTION: A planetary gear train having a change gear ratio among six forward stages and one backward stage is provided with a first and a second planetary gear sets 10, 20, and a first sun gear 12 is connected to a second carrier 28 and can be fixed to a stationary part 64 by a second brake 52 through the second carrier 28. A first ring gear 16 fixed to an

Best Available Copy

11/11/04, EAST Version: 2.0.1.4

output shaft:

62 can be connected to a second ring gear 26 by a first clutch 40. A first carrier 18 is provided in such a way as to be selectively connectable as a first gear speed member to the stationary part 64 or an input shaft 60 through a second clutch (friction clutch) 42 and a dog clutch 66 and also to be fixable to the stationary part 64 through a one-way clutch 46. All the planetary gears can be thereby integrated to obtain the change gear ratio of 1:1.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO

(11)特許出願公開番号

(43)公開日 平成6年(1994)11月25日

### 技術表示箇所

**Z 9030-3 J**

**A 9030-3 J**

審査請求 未請求 請求項の数 8 OL (全 11 頁)

(71)出願人 393011821

有限会社ファインメック

神奈川県横浜市金沢区富岡西7丁目44番2  
号

(72) 発明者 平岩 一美

神奈川県横浜市金沢区富岡西7丁目44番2号

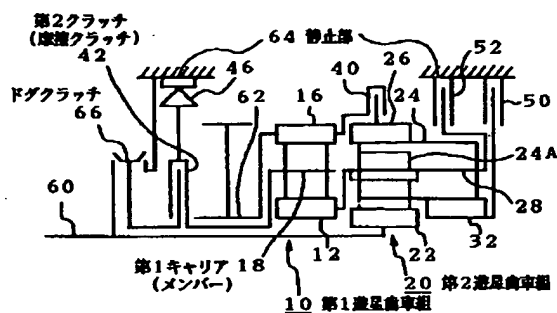
(74)代理人 弁護士 竹内 進 (外1名)

(54)【発明の名称】 車両用変速機の遊星歯車列

(57) 【要約】

【目的】 車両用変速機の遊星歯車列に関し、非作動の摩擦要素による引きずり抵抗を減らすことで、動力伝達効率を向上させることを目的とする。

【構成】 複数の遊星歯車を組み合わせて前進4段以上の変速比を得る変速機の遊星歯車列において、前進第1速および後退時に静止部に固定するメンバーを、摩擦クラッチおよびドッグクラッチを介して静止部に固定可能にするように構成した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】複数の遊星歯車を組み合わせて前進4段以上の変速比を得る変速機の遊星歯車列において、前進第1速および後退時に静止部に固定するメンバーを、摩擦クラッチおよびドッグクラッチを介して静止部に固定可能にしたことを特徴とする車両用変速機の遊星歯車列。

【請求項2】前記メンバーを、摩擦クラッチおよび切り替え可能なドッグクラッチを介して静止部および入力軸とそれぞれ選択的に連結可能にするとともに、ワンウェイクラッチを介して静止部に固定可能にしたことを特徴とする請求項1の車両用変速機の遊星歯車列。

【請求項3】単純遊星歯車である第1遊星歯車組と、ロングピニオンを含むダブルピニオン型複列の第2遊星歯車組から構成された遊星歯車列において、前記第2遊星歯車組の第2リングギヤと噛み合うロングピニオンが第3サンギヤと噛み合っており、第1サンギヤと第2キャリアとは互いに連結されるときともに静止部に固定可能であり、第1リングギヤは出力軸と連結されるときともに第2リングギヤと連結可能であり、第2サンギヤは入力軸と連結され、第3サンギヤは静止部に固定可能であり、第1キャリアが静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする車両用変速機の遊星歯車列。

【請求項4】単純遊星歯車である第1遊星歯車組と、ロングピニオンを含むダブルピニオン型複列の第2遊星歯車組から構成された遊星歯車列において、前記第2遊星歯車組の第2サンギヤと噛み合うロングピニオンが第3リングギヤと噛み合っており、第1サンギヤと第2キャリアとは互いに連結されるときともに静止部に固定可能であり、第1リングギヤは出力軸と連結されるときともに第2リングギヤと連結可能であり、第2サンギヤは入力軸と連結され、第3リングギヤは静止部に固定可能であり、第1キャリアが静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする車両用変速機の遊星歯車列。

【請求項5】2組の単純遊星歯車組および平行軸歯車組から構成される車両用変速機の遊星歯車列において、第1サンギヤは入力軸と連結可能であり、第1リングギヤは第2サンギヤと連結され静止部に固定可能であるとともに、平行軸歯車組を介して入力軸と連結可能であり、第2リングギヤは出力軸と連結され、第1キャリアは第2キャリアに連結されるときともに静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする車両用変速機の遊星歯車列。

【請求項6】複列遊星歯車組と単純遊星歯車組から構成される車両用変速機の歯車列において、前記複列遊星歯車組の第1キャリアと出力軸とは連結可能であり、第1サンギヤは入力軸と連結され、第2サンギヤは第3キャリアと連結可能であるとともに静止部に

固定可能であり、第3リングギヤは出力軸に連結され、第3サンギヤは静止部に固定可能であり、第1リングギヤは静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする車両用変速機の遊星歯車列。

【請求項7】複列遊星歯車組と単純遊星歯車組から構成される車両用変速機の遊星歯車列において、前記複列遊星歯車組の第2リングギヤと出力軸とは連結可能であり、第1サンギヤは入力軸と連結され、第1リングギヤは第3キャリアと連結されるときともに静止部に固定可能であり、第3リングギヤは出力軸と連結され、第3サンギヤは静止部に固定可能であり、第1キャリアは静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする車両用変速機の遊星歯車列。

【請求項8】2組の単純遊星歯車組から構成される車両用変速機の遊星歯車列において、一方の第1遊星歯車組のピニオンは第1、第2の2個のサンギヤと噛み合い、第2サンギヤと第3サンギヤとは連結されるときともに静止部に固定可能であり、第1キャリアと第2リングギヤは出力軸と連結可能であり、第1サンギヤと第1リングギヤはそれぞれ入力軸と連結可能であり、第2キャリアは静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする車両用変速機の遊星歯車列。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、自動車などの自動変速機に用いられる車両用変速機の遊星歯車列に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来の車両用変速機の遊星歯車列としては、例えば図25に示す米国特許4,070,927号に記載されているようなものが知られている。この遊星歯車列は3組の単純遊星歯車である第1～第3遊星歯車組10、20、30と、2個の第1、第2クラッチ40、42と、3個の第1～第3ブレーキ50、52、54から構成される。

【0003】第1遊星歯車組10の第1サンギヤ12は入力軸60に連結され、第1リングギヤ16は第1ブレーキ50を介して静止部64に固定可能であり、第1キャリア18は第2遊星歯車組20の第2リングギヤ26に連結される。第2リングギヤ26は第2ブレーキ52を介して静止部64に固定可能であり、第2サンギヤ22は第3サンギヤに連結されるときともに第1クラッチ40を介して入力軸60に連結可能であり、第2キャリア28は第2クラッチ42を介して入力軸60に連結可能であるとともに第3遊星歯車組30の第3リングギヤ36に連結される。第3リングギヤ36は第3ブレーキ54を介して静止部64に固定可能であり、第3キャリア38は出力軸62に連結される。

【0004】このように構成される遊星歯車列は、図26に示すように各摩擦要素の締結・解放の組み合わせに

より、前進6段、後進1段の変速比を得ている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】このような従来の遊星歯車列にあっては、各変速段とも2個の摩擦要素の締結によってそれぞれ変速比を得ている。そして残る摩擦要素は解放されており、それらの摩擦要素は運転中において非作動となる。すなわち、第4速を例にとると、第1クラッチ40および第2クラッチ42が締結され、第1ブレーキ50、第2ブレーキ52および第3ブレーキ54は解放されているので非作動である。これらの非作動の摩擦要素はそれぞれ摩擦部品間の回転差に伴う引きずり抵抗があるので、その引きずり抵抗は動力伝達上の損失になり、動力伝達効率を下落させる。

【0006】特に、使用頻度の高い高速段における非作動の摩擦要素のうち、前進第1速および後進時に作動するブレーキ（図25においては第3ブレーキ54）は、作動時の伝達トルクが大きいためブレーキとしての容量が大きく、非作動時の引きずり抵抗も大きい。そのため自動車の燃料消費率を悪化させる大きな要因になっている。

【0007】また、一般に自動変速機は自動車の燃料消費率を向上させるためには、前記従来例のように多段化することが望ましいが、多段化するとクラッチやブレーキ等の摩擦要素数が増大する例が多く、その引きずり抵抗で動力伝達効率が低下して、多段化による燃費削減効果を減殺するという問題がある。本発明は、このような従来の問題点に鑑みてなされたものであって、非作動の摩擦要素による引きずり抵抗を減らすことで、動力伝達効率を向上させることを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】前記目的を達成するために、本発明は、複数の遊星歯車を組み合わせて前進4段以上の変速比を得る変速機の遊星歯車列において、前進第1速および後退時に静止部に固定するメンバーを、摩擦クラッチおよびドッグクラッチを介して静止部に固定可能にしたことを特徴とする。

【0009】また、本発明は、前記メンバーを、摩擦クラッチおよび切り替え可能なドッグクラッチを介して静止部および入力軸とそれぞれ選択的に連結可能にするとともに、ワンウェイクラッチを介して静止部に固定可能にしたことを特徴とする。また、本発明は、単純遊星歯車である第1遊星歯車組と、ロングピニオンを含むダブルピニオン型複列の第2遊星歯車組から構成された遊星歯車列において、前記第2遊星歯車組の第2リングギヤと噛み合うロングピニオンが第3サンギヤと噛み合っており、第1サンギヤと第2キャリアとは互いに連結されるときともに静止部に固定可能であり、第1リングギヤは出力軸と連結されるときともに第2リングギヤと連結可能であり、第2サンギヤは入力軸と連結され、第3サンギヤは静止部に固定可能であり、第1キャリアが静止部お

よび入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする。

【0010】また、本発明は、単純遊星歯車である第1遊星歯車組と、ロングピニオンを含むダブルピニオン型複列の第2遊星歯車組から構成された遊星歯車列において、前記第2遊星歯車組の第2サンギヤと噛み合うロングピニオンが第3リングギヤと噛み合っており、第1サンギヤと第2キャリアとは互いに連結されるときともに静止部に固定可能であり、第1リングギヤは出力軸と連結されるときともに第2リングギヤと連結可能であり、第2サンギヤは入力軸と連結され、第3リングギヤは静止部に固定可能であり、第1キャリアが静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする。

【0011】また、本発明は、2組の単純遊星歯車組および平行軸歯車組から構成される車両用変速機の遊星歯車列において、第1サンギヤは入力軸と連結可能であり、第1リングギヤは第2サンギヤと連結され静止部に固定可能であるとともに、平行軸歯車組を介して入力軸と連結可能であり、第2リングギヤは出力軸と連結され、第1キャリアは第2キャリアに連結されるときともに静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする。

【0012】また、本発明は、複列遊星歯車組と単純遊星歯車組から構成される車両用変速機の歯車列において、前記複列遊星歯車組の第1キャリアと出力軸とは連結可能であり、第1サンギヤは入力軸と連結され、第2サンギヤは第3キャリアと連結可能であるとともに静止部に固定可能であり、第3リングギヤは出力軸に連結され、第3サンギヤは静止部に固定可能であり、第1リングギヤは静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする。

【0013】また、本発明は、複列遊星歯車組と単純遊星歯車組から構成される車両用変速機の遊星歯車列において、前記複列遊星歯車組の第2リングギヤと出力軸とは連結可能であり、第1サンギヤは入力軸と連結され、第1リングギヤは第3キャリアと連結されるときともに静止部に固定可能であり、第3リングギヤは出力軸と連結され、第3サンギヤは静止部に固定可能であり、第1キャリアは静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする。

【0014】また、本発明は、2組の単純遊星歯車組から構成される車両用変速機の遊星歯車列において、一方の第1遊星歯車組のピニオンは第1、第2の2個のサンギヤと噛み合い、第2サンギヤと第3サンギヤとは連結されるときともに静止部に固定可能であり、第1キャリアと第2リングギヤは出力軸と連結可能であり、第1サンギヤと第1リングギヤはそれぞれ入力軸と連結可能であり、第2キャリアは静止部および入力軸と選択的に連結可能であることを特徴とする。

【0015】

【作用】このような構成を備えた本発明の車両用変速機の遊星歯車列によれば、前進1速および後退時に静止部に固定するメンバー（以下、1速メンバーという）を、摩擦クラッチおよびドッグクラッチを介して静止部または入力軸に選択的に固定可能または連結可能としたため、すなわち、1速メンバーは通常、入力軸と連結するための摩擦クラッチおよび静止部に固定するためのブレーキの2個の摩擦要素を有するが、一般に1速メンバーにはワンウェイクラッチが設けられ、通常のDレンジ走行においてはこのワンウェイクラッチが1速メンバーを静止部に固定する機能を果たすのに着目して、摩擦要素を1個の摩擦クラッチだけにして切り替え可能なドッグクラッチと組み合わせることにより、必要な機能を満足することができるように構成したため、高速段において最も引きずり抵抗が大きかった1速メンバーを静止部に固定するブレーキが、実質的に無くなったと同じことになり、伝達効率を大幅に向上させることができる。

【0016】その結果、燃料消費率を低減することができる。

【0017】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。図1は本発明の第1実施例を示し、前進6段後進1段の変速比を有する遊星歯車列のスケルトン図である。図1において、10は単純遊星歯車である第1遊星歯車組を示し、第1遊星歯車組10は、第1サンギヤ12、第1リングギヤ16および第1キャリア18を有する。20はダブルピニオン型の複列の第2遊星歯車組であり、第2遊星歯車組20は第2サンギヤ22、ロングピニオン24、ピニオン24A、第2リングギヤ26、第2キャリア29および第3サンギヤ32を有する。

【0018】第1サンギヤ12は第2キャリア28に連結され、第2キャリア28を介して第2ブレーキ52により静止部64に固定可能である。第1リングギヤ16は出力軸62に連結されるとともに、第1クラッチ40により第2リングギヤ26に連結可能である。第1キャリア18は1速メンバーとして、第2クラッチ42およびドッグクラッチ66を介して静止部64または入力軸60に選択的に固定可能または連結可能であり、また、ワンウェイクラッチ46を介して静止部64に固定可能である。

【0019】第2サンギヤ22は入力軸60に連結されるときともに、ピニオン24Aを介してロングピニオン24に噛み合っている。第2キャリア28は、前記のように、第1サンギヤ12に連結されるときともに、第2ブレーキ52により静止部64に固定可能である。第1クラッチ40を介して第1リングギヤ16に連結可能な第2リングギヤ26は、ロングピニオン24に噛み合い、ロングピニオン24は第3サンギヤ32に噛み合っている。第3サンギヤ32は第1ブレーキ50により静止部64に固定可能である。

【0020】次に、動作を説明する。各摩擦要素を図2のように作動させることにより、前進6段後進1段の変速比を得る。図2中の○印はそれぞれの要素の作動（締結など）を表す。また、ドッグクラッチ66の矢印はドッグクラッチ66の噛み合い方向を表す。すなわち、4、5、6速は入力軸60（図1では左側）と噛み合い、（ ）内は動力伝達には関係ないことを表す。「D」レンジにおいては切り替えが必要ないことが分かる。

10 【0021】また、※印はドッグクラッチ66の切り替えがどちらにあってもよいことを表す。「L」はエンジンブレーキ時などに使うレンジを表わし、通常、操作レバーの位置として「2」「1」などのように数字で表示される例が多い。「L」レンジの1速および「R」レンジの後進時は静止部64（図1では右側）と噛み合う。

20 【0022】次に、使用頻度が高いDレンジの4、5、6速の動力伝達について説明する。Dレンジの4速の場合には、第1クラッチ40および第2クラッチ42が締結される。第2クラッチ42およびドッグクラッチ66が締結されると、遊星歯車全体が一体になるので、1：1の変速比が得られる。次に、Dレンジの5速の場合には、第2クラッチ42と第1ブレーキ50が締結される。

30 【0023】第2クラッチ42およびドッグクラッチ66が締結されると、入力軸60は第1キャリア18に連結され、第1キャリア18は入力軸60によって回転駆動される。第1ブレーキ50が締結されると、第3サンギヤ32は第1ブレーキ50により静止部64に固定されるので、ロングピニオン24に連結された第2キャリア28は減速し、第1サンギヤ12も減速する。第1サンギヤ12の減速と第1キャリア18の回転駆動により、第1リングギヤ16は増速し、出力軸62は入力軸60の入力速度より、増速する。

【0024】次に、Dレンジの6速の場合には、第2クラッチ42と第2ブレーキ52が締結される。第2クラッチ42およびドッグクラッチ66が締結されると、入力軸60は第1キャリア18に連結され、第1キャリア18は入力軸66によって回転駆動される。

40 【0025】第2ブレーキ52が締結されると、第2キャリア28は第2ブレーキ52により静止部64に固定され、第1サンギヤ12が固定される。したがって、第1リングギヤ16は5速の場合よりも増速し、出力軸62も5速の場合より増速する。この実施例では、使用頻度の高い高速段において、引きずり抵抗が大きかった1速メンバーである第1キャリア18の固定用のブレーキが実質的に存在しないことになり、引きずり抵抗による動力損失が大きく減少するので、変速機の伝達効率が向上させることができ、その結果、自動車の燃料消費率の低減に貢献することが期待できる。

50 【0026】しかも、通常のDレンジ走行においてはワ

ンウエイクラッチ46が1速メンバーを固定する役目を果たすので、Dレンジにおいてはドッグクラッチ66を切り替える必要がないので、ドッグクラッチ66の切り替えに伴う技術的な難しさは小さいと言える。すなわち、エンジンブレーキが必要な「Lレンジでの第1速」と「後進」の切り替え時にのみドッグクラッチ66を操作すればよいので、操作タイミング等の制御は特に難しくない。

【0027】また、一般に「Lレンジでの第1速」と「後進」の操作頻度は低いので、ドッグクラッチ66および、それに付随する同期機構や操作機構等の耐久性を確保することは容易である。なお、図27は、第1実施例のベースとなる遊星歯車列のスケルトン図であり、その作動は、従来例と同様であり、図26に示される。

【0028】次に、図3～図8は本発明の第2実施例～第7実施例を示し、それぞれ構成は異なるが、前進6段後進1段の遊星歯車列であり、作動は、第1実施例と同じように図2で表すことができる。図3に示す第2実施例においては、第2遊星歯車組20の第2サンギヤ22はロングピニオン24に噛み合っており、ロングピニオン24は第3リングギヤ36に噛み合っている。第2リングギヤ26はピニオン24Aを介してロングピニオン24に噛み合っている。第3リングギヤ36は第1ブレーキ50により静止部64に固定可能である。第1キャリア18は1速メンバーの機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。

【0029】図4に示す第3実施例においては、3つの単純遊星歯車である第1～第3遊星歯車組10、20、30を用い、図4の構成により、図2の作動を行う。第1キャリア18が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図5に示す第4実施例においては、ダブルピニオン型複列の第1遊星歯車組10と単純遊星歯車である第2遊星歯車組20を用い、図5の構成により、図2の作動を行う。

【0030】第1リングギヤ16が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図6に示す第5実施例においては、ダブルピニオン型複列の第1遊星歯車組10とダブルピニオン遊星歯車である第2遊星歯車組20を用い、図6の構成により、図2の作動を行う。

【0031】第3リングギヤ36が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図7に示す第6実施例においては、2つの単純遊星歯車である第1、第2遊星歯車組10、20、およびダブルピニオン遊星歯車組30を用い、図7の構成により、図2の作動を行う。

【0032】第3リングギヤ36が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図8に示す第7実施例においては、ダ

ブルピニオン遊星歯車である第1遊星歯車組10および単純遊星歯車である第2、第3遊星歯車組20、30を用い、図8の構成により、図2の作動を行う。

【0033】第3キャリア38が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。次に、図9は本発明の第8実施例を示し、図11は本発明の第9実施例を示し、図12は本発明の第10実施例を示し、これらの第8～第10実施例は2組の単純遊星歯車組と平行軸歯車組を組み合わせたものである。第8実施例および第9実施例の作動は図10に示すようになり、第10実施例の作動は図10においてドッグクラッチ66の伝達方向を示す矢印が反対のものとなる。

【0034】図9に示す第8実施例においては、第1サンギヤ12は第1クラッチ40を介して入力軸60と連結可能であり、第1リングギヤ16は第2サンギヤ22と連結され、ブレーキ50により固定可能であるとともに、平行軸歯車組70を介して入力軸60に連結可能である。第2リングギヤ26は出力軸62に連結される。第1キャリア18は第2キャリア28に連結され、第1キャリア18は第2クラッチ42およびドッグクラッチ66を介して静止部64または入力軸60に固定可能または連結可能であり、第2キャリア28はワンウェイクラッチ46を介して静止部64に固定可能である。第1キャリア18は1速メンバーとしての機能をもつ。作動は図10に示される。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。

【0035】図11に示す第9実施例においては、単純遊星歯車である第1、第2遊星歯車組10、20と平行軸歯車組70を用い、図11の構成により、図10の作動を行う。第1キャリア18が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図12に示す第10実施例においては、単純遊星歯車である第1、第2遊星歯車組10、20と平行軸歯車組70を用い、図12の構成により、図10の作動を行う。第10実施例の作動は、図10において、ドッグクラッチ66の伝達方向を示す矢印が反対のものになる。第2キャリア28が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。

【0036】次に、図13は本発明の第11実施例を示し、図15～図18は本発明の第12実施例～第15実施例をそれぞれ示し、図14に示す作動で前進5段後進1段の変速比を得る。図13に示す第11実施例においては、ダブルピニオン型複列の第1遊星歯車組10の第1キャリア18は第1クラッチ40を介して出力軸62に連結可能であり、第1サンギヤ12は入力軸60に連結され、第2サンギヤ22は単純遊星歯車である第2遊星歯車組20の第3キャリア38に連結されるとともに、第2ブレーキ52により静止部64に固定可能であ

る。第2サンギヤ22はロングピニオン14に噛み合っている。第3リングギヤ36は出力軸62に連結され、第3サンギヤ32は第1ブレーキ50により静止部64に固定可能である。

【0037】第1リングギヤ16はワンウェイクラッチ46を介して静止部64に固定可能であるとともに、第2クラッチ42およびドッグクラッチ66を介して入力軸60または静止部64に連結可能または固定可能である。第1リングギヤ16は1速メンバーとしての機能をもつ。作動は図14に示される。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。

【0038】図15に示す第12実施例においては、ダブルピニオン型複列の第1遊星歯車組10と単純遊星歯車である第2遊星歯車組20を用い、図15の構成により、図14の作動を行う。第1キャリア18が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図16に示す第13実施例においては、単純遊星歯車である第1遊星歯車組10とダブルピニオン型複列の第2遊星歯車組20を用い、図16の構成により、図14の作動を行う。第1キャリア18が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても、前記実施例と同様な効果が得られる。

【0039】図17に示す第14実施例においては、3つの単純遊星歯車である第1～第3遊星歯車組10、20、30を用い、図17の構成により、図14の作動を行う。第1キャリア18が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図18に示す第15実施例においては、単純遊星歯車である第1遊星歯車組10とダブルピニオン型複列の第2遊星歯車組20を用い、図18の構成により、図14の作動を行う。第1キャリア18が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。

【0040】次に、図19は本発明の第16実施例を示し、また、図21～図23は本発明の第17実施例～第19実施例をそれぞれ示し、これらの実施例の作動を図20に示す。ただし、第18実施例の場合には、図20において、ドッグクラッチ66の伝達方向を示す矢印が反対となる。図19に示す第16実施例においては2つの単純遊星歯車である第1、第2遊星歯車組10、20と2つのドッグクラッチ66、68を用いる。第1遊星歯車組10のピニオン14Aは第1、第2サンギヤ12、22と噛み合い、第2サンギヤ22は第2遊星歯車組20の第3サンギヤに連結されるとともに第1ブレーキ50により静止部64に固定可能である。

【0041】第1サンギヤ12はドッグクラッチ68を介して入力軸60に連結可能であり、第1リングギヤ16は第1クラッチ40を介して入力軸60に連結可能である。第2キャリア28はワンウェイクラッチ46を介して静止部64に固定可能であるとともに、第2クラッ

チ42およびドッグクラッチ66を介して静止部64または入力軸60に固定可能または連結可能である。作動は図20に示される。

【0042】第2キャリア28が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても、前記実施例と同様な効果が得られる。図21に示す第17実施例においては、ダブルピニオン型複列の遊星歯車組10と2つのドッグクラッチ66、68を用い、図21の構成により、図20の作動を行う。

【0043】第2リングギヤ26が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図22に示す第18実施例においては、ダブルピニオン型複列の遊星歯車組10と2つのドッグクラッチ66、68を用い、図22の構成により、図20の作動を行う。

【0044】この場合、図20において、ドッグクラッチ66の作動方向を示す矢印は反対となる。第1キャリア18が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。図23に示す第19実施例においては、単純遊星歯車である第1、第2遊星歯車組10、20と2つのドッグクラッチ66、68を用い、図23の構成により、図20の作動を行う。

【0045】第1キャリア18が1速メンバーとしての機能をもつ。本実施例においても前記実施例と同様な効果が得られる。次に、図24は本発明の第20実施例を示す。第20実施例は図1の遊星歯車列を応用したもので、変速用の遊星歯車列に最終減速遊星歯車組76と差動歯車装置80とを追加し、左右の車軸82、84に出力することで、車軸と同軸上に配置することができるようにしている。

【0046】

【発明の効果】以上説明してきたように、本発明によれば、前進第1速および後退時に静止部に固定するメンバーを、クラッチおよびドッグクラッチを介して静止部または入力軸に連結可能としたため、摩擦要素を最小限に抑えることができ、非作動の摩擦要素による引きずり抵抗を減らすことができ、動力伝達効率を向上させることができる。その結果、燃料消費率を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例を示すスケルトン図

【図2】作動説明図

【図3】本発明の第2実施例を示すスケルトン図

【図4】本発明の第3実施例を示すスケルトン図

【図5】本発明の第4実施例を示すスケルトン図

【図6】本発明の第5実施例を示すスケルトン図

【図7】本発明の第6実施例を示すスケルトン図

【図8】本発明の第7実施例を示すスケルトン図

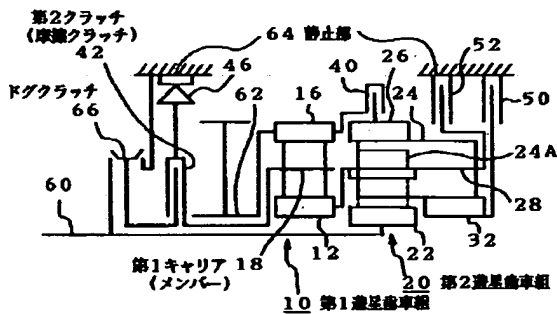
【図9】本発明の第8実施例を示すスケルトン図



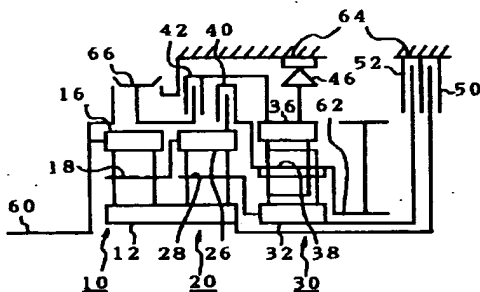
- 【図10】作動説明図  
 【図11】本発明の第9実施例を示すスケルトン図  
 【図12】本発明の第10実施例を示すスケルトン図  
 【図13】本発明の第11実施例を示すスケルトン図  
 【図14】作動説明図  
 【図15】本発明の第12実施例を示すスケルトン図  
 【図16】本発明の第13実施例を示すスケルトン図  
 【図17】本発明の第14実施例を示すスケルトン図  
 【図18】本発明の第15実施例を示すスケルトン図  
 【図19】本発明の第16実施例を示すスケルトン図  
 【図20】作動説明図  
 【図21】本発明の第17実施例を示すスケルトン図  
 【図22】本発明の第18実施例を示すスケルトン図  
 【図23】本発明の第19実施例を示すスケルトン図  
 【図24】本発明の第20実施例を示すスケルトン図  
 【図25】従来例を示すスケルトン図  
 【図26】従来例の作動説明図  
 【図27】第1実施例のベースとなる遊星歯車列のスケルトン図
- 【符号の説明】  
 10：第1遊星歯車組  
 12：第1サンギヤ  
 14：ロングピニオン  
 14A：ピニオン  
 16：第1リングギヤ  
 18：第1キャリア

- 20：第2遊星歯車組  
 22：第2サンギヤ  
 24：ロングピニオン  
 24A：ピニオン  
 26：第2リングギヤ  
 28：第2キャリア  
 30：第3遊星歯車組  
 32：第3サンギヤ  
 32A：第4サンギヤ  
 34：ピニオン  
 36：第3リングギヤ  
 38：第3キャリア  
 40：第1クラッチ  
 42：第2クラッチ  
 44：第3クラッチ  
 50：ブレーキまたは第1ブレーキ  
 52：第2ブレーキ  
 54：第3ブレーキ  
 60：入力軸  
 62：出力軸  
 64：静止部  
 66, 68：ドッグクラッチ  
 70：平行軸歯車組  
 76：最終減速遊星歯車組  
 80：差動歯車装置  
 82, 84：車軸

【図1】



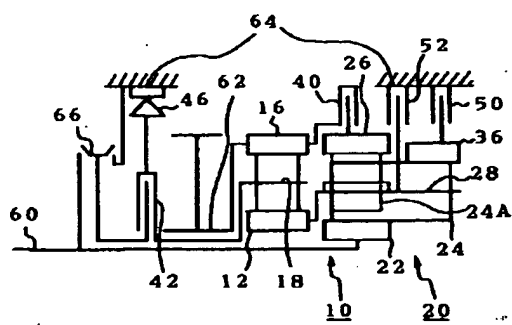
【図7】



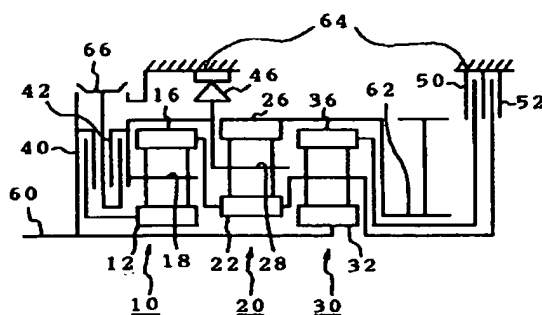
【図2】

		クラッチ		ブレーキ		OWC	DC
		40	42	50	52	46	66
D	1	○				○	(←)
	2	○			○		(←)
	3	○		○			(←)
	4	○	○				←
	5		○	○			←
	6		○		○		←
R			○	○			→
L	1	○	○				→
	2	○			○		(減)
	3	○		○			(減)
	4	○	○				←
	5		○	○			←

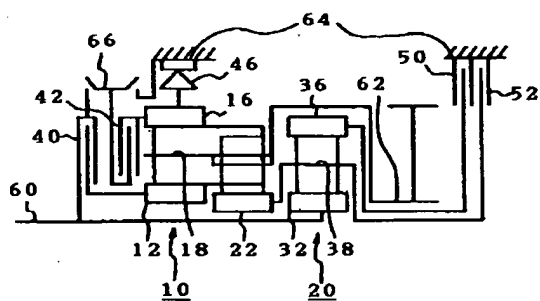
【図3】



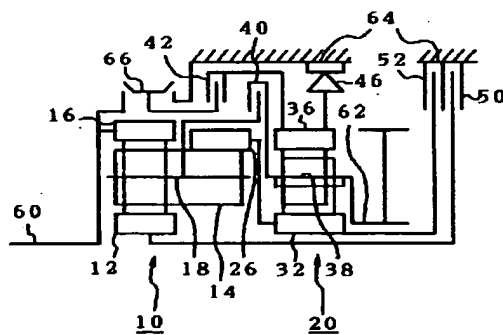
【図4】



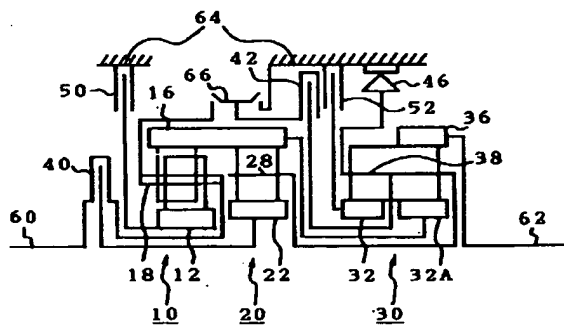
【図5】



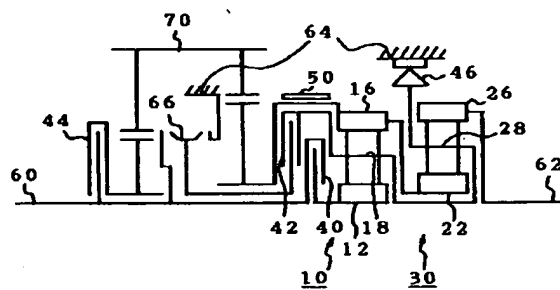
【図6】



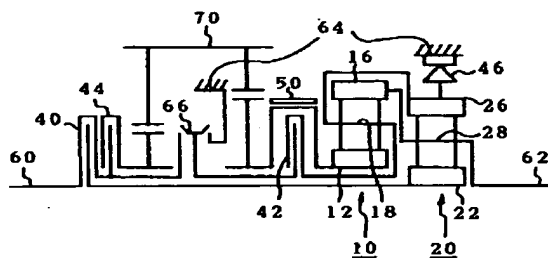
【図8】



【図9】



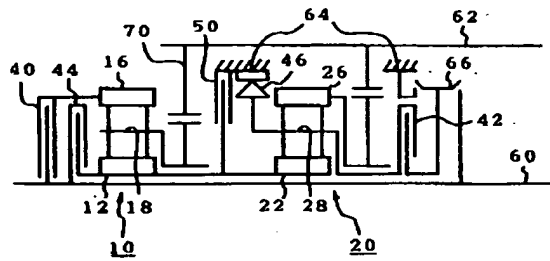
【図11】



【図10】

		クラッチ			カ-	OWC	DC
		40	42	44	50	46	66
D	1	O				O	(-)
	2	O			O		(-)
	3	O		O			(-)
	4	O	O				←
	5		O	O			←
	6		O		O		←
R			O	O			→
L	1	O	O				→
	2	O			O		(減)
	3	O		O			(減)
	4	O	O				←
	5		O	O			←

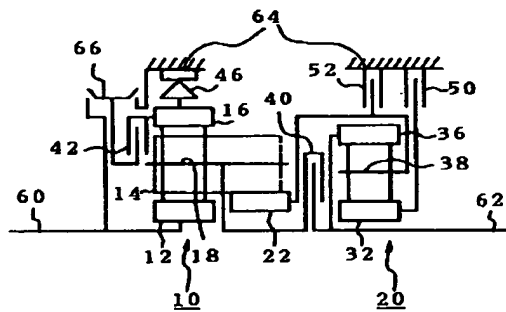
【図12】



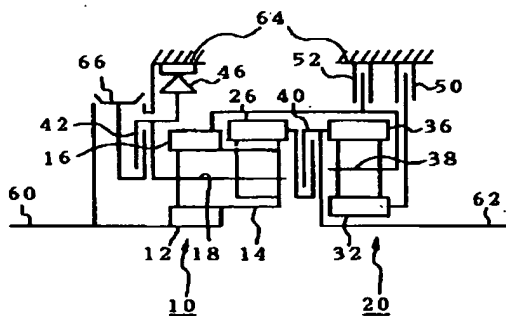
【図14】

		クラッチ		ブレーキ		OWC	DC
		40	42	50	52	46	66
D	1	O				O	(-)
	2	O			O		(-)
	3	O		O			(-)
	4	O	O				←
	5		O	O			←
R			O	O			→
L	1	O	O				→
	2	O			O		(減)
	3	O		O			(減)
	4	O	O				←

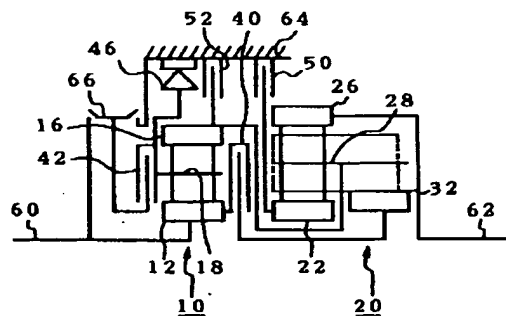
【図13】



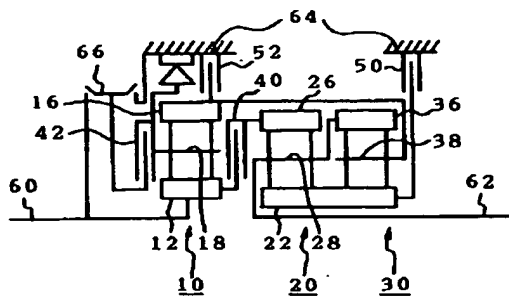
【図15】



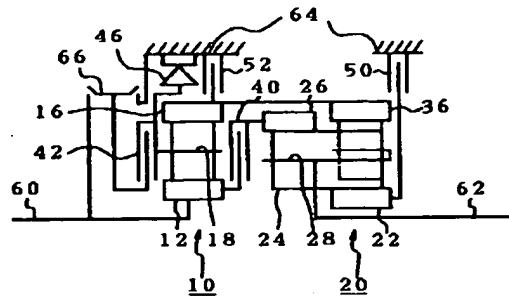
【図16】



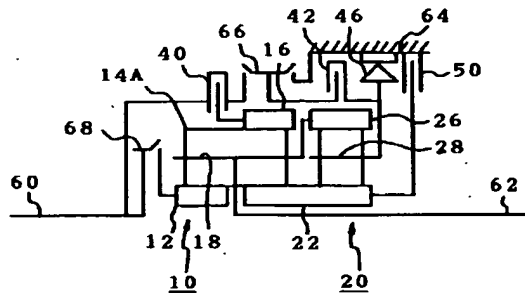
【図17】



【図18】



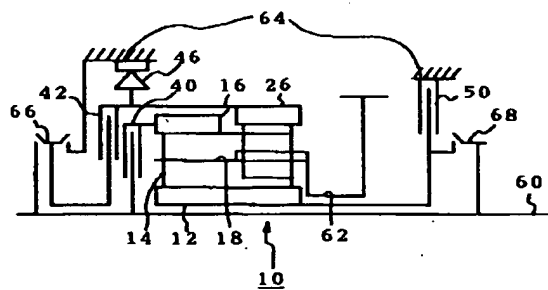
【図19】



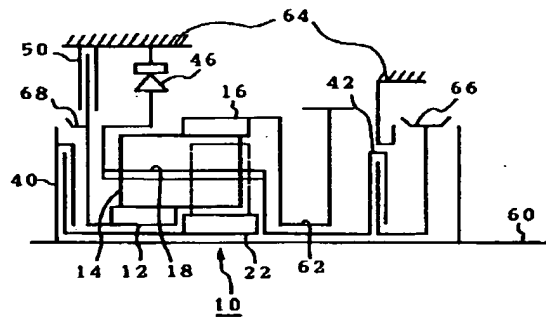
【図20】

		クラッチ		カ-	OWC	ドッグクラッチ	
		40	42	50	46	66	68
D	1	○			○	(→)	
	2	○		○		(→)	
	3	○	○			←	
	4			○		←	
R			○			→	○
L	1	○	○			→	
	2	○		○		(←)	
	3	○	○			←	

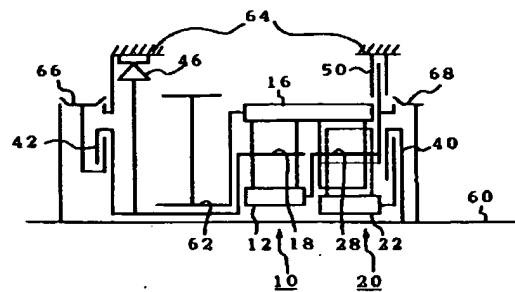
【図21】



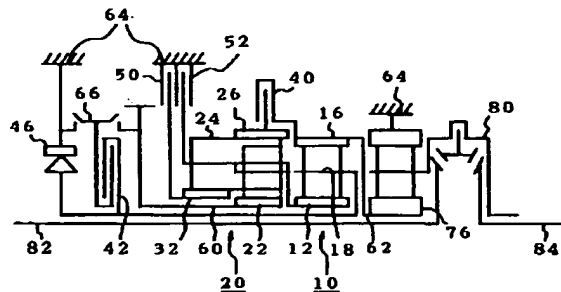
【図22】



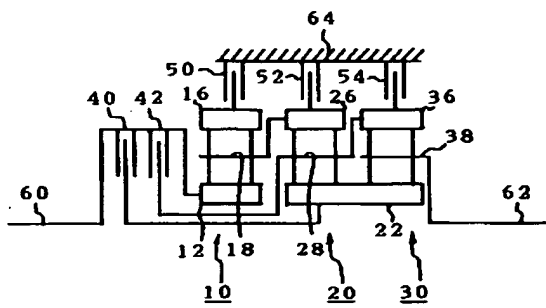
【図23】



【図24】



【図25】



【図26】

		クラッチ		ブレーキ		
		40	42	50	52	54
D	1	O				O
	2	O			O	
	3	O		O		
	4	O	O	O		
	5		O	O		
	6		O		O	
R				O		O

【図27】

